

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-108014

(43)Date of publication of application : 20.04.1999

(51)Int.Cl.

F15B 15/22

F15B 11/00

(21)Application number : 09-275863

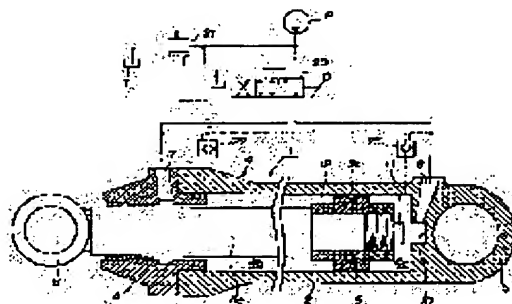
(71)Applicant : HITACHI CONSTR MACH CO LTD

(22)Date of filing : 08.10.1997

(72)Inventor : YASUOKA TOMOHIKO  
RO AKINORI  
YOSHIMOTO MITSUHIRO**(54) DRIVING CIRCUIT FOR HYDRAULIC CYLINDER****(57)Abstract:**

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide a driving circuit for a hydraulic cylinder, capable of making cushion pressure generated in a cushion mechanism into the minimum required cushion pressure.

**SOLUTION:** A driving circuit has a hydraulic cylinder 1 with a cushion mechanism, a hydraulic pump P, a direction control valve 20 to control the flow of operating oil supplied from the hydraulic pump P to the hydraulic cylinder 1 and a pressure control means to change the pressure of pressure oil supplied to the hydraulic cylinder 1 depending on the size of cushion pressure generated in a rod-side chamber 4b or a bottom-side chamber 4a in the hydraulic cylinder 1. The pressure control means contains selection valves 22, 23 to detect the size of the cushion pressure generated in the chambers 4b, 4a and output it as a pilot pressure signal and a variable relief valve 21 to vary the discharge pressure of the hydraulic pump P to be gradually smaller as a value for the pilot pressure signal output from the selection valves 22, 23 are larger.



BEST AVAILABLE COPY

**LEGAL STATUS**

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's  
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-108014

(43) 公開日 平成11年(1999) 4月20日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup>

F 1 5 B 15/22  
11/00

識別記号

F I

F 1 5 B 15/22  
11/00

D  
C

審査請求 未請求 請求項の数3 O L (全 9 頁)

(21) 出願番号 特願平9-275863

(22) 出願日 平成9年(1997)10月8日

(71) 出願人 000005522

日立建機株式会社

東京都千代田区大手町2丁目6番2号

(72) 発明者 安岡 友彦

茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社土浦工場内

(72) 発明者 盧 明德

茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社土浦工場内

(72) 発明者 吉本 光宏

茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社土浦工場内

(74) 代理人 弁理士 武 顕次郎 (外2名)

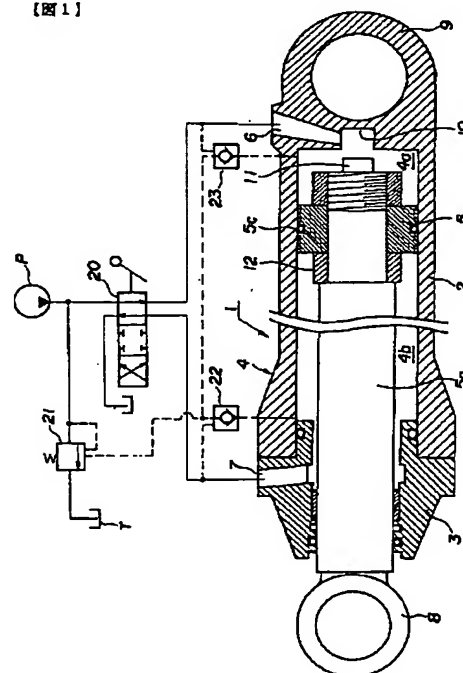
(54) 【発明の名称】 油圧シリンダの駆動回路

(57) 【要約】

【課題】 クッション機構において発生させるクッション圧力を必要最低圧のクッション圧力とすることができる油圧シリンダの駆動回路の提供。

【解決手段】 クッション機構を有する油圧シリンダ1と、油圧ポンプPと、この油圧ポンプPから油圧シリンダ1に供給される作動油の流れを制御する方向制御弁20と、油圧シリンダ1のロッド側チャンバ4bあるいはボトム側チャンバ4aに発生させたクッション圧力の大きさに応じて油圧シリンダ1に供給される圧油の圧力の大きさを変更させる圧力調整手段を備え、この圧力調整手段が、チャンバ4b、4aに生じるクッション圧力の大きさを検出し、パイロット圧力信号として出力する選択弁22、23と、これらの選択弁22、23から出力されるパイロット圧力信号の値が大きくなるに従って、油圧ポンプPの吐出圧を次第に低くなるように変更可能な可変リリーフ弁21とを含んでいる。

【図1】



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 シリンダ内にピストンロッドを連結したピストンを摺動可能に装着することによって、このシリンダ内を2室に区画形成する油圧シリンダと、この油圧シリンダに備えられ、上記ピストンが上記2室のうちの少なくとも1室側のクッションストローク領域内に変位したときに、上記1室からの戻り油の流出流路を絞って当該1室にクッション圧力を発生させ、この1室をクッション室に形成するクッション機構と、上記油圧シリンダを駆動する圧油を供給する油圧ポンプとを有する油圧シリンダの駆動回路において、上記クッション圧力の大きさに応じて上記油圧シリンダに供給される圧油の圧力の大きさを変更させる圧力調整手段を備えたことを特徴とする油圧シリンダの駆動回路。

【請求項2】 上記圧力調整手段が、上記油圧ポンプの吐出圧を可変に制御する可変リリーフ弁を含むことを特徴とする請求項1記載の油圧シリンダの駆動回路。

【請求項3】 上記圧力調整手段が、上記クッション圧力を検出する選択弁を含むことを特徴とする請求項2記載の油圧シリンダの駆動回路。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、油圧ショベルなどの建設機械に設けられ、クッション機構を有する油圧シリンダと、この油圧シリンダを駆動する圧油を供給する油圧ポンプとを備えた油圧シリンダの駆動回路に関する。

## 【0002】

【従来の技術】油圧ショベル等の建設機械においては、ブーム、アーム、バケット等のフロントを形成する作業機部材を駆動するために、ブームシリンダ、アームシリンダ、及びバケットシリンダ等の油圧シリンダが装着される。フロントを形成する作業機部材には掘削作業に伴ってきわめて大きな荷重がかかることから、油圧シリンダのストロークエンドで剛体的に停止させると、大きな衝撃を作業機部材、及び本体を形成する上部旋回体などに生じる。したがって、このような衝撃を吸収するために油圧を利用したクッション機構が備えられることが多い。

【0003】図4～図8は、このようなクッション機構を有する従来の油圧シリンダの駆動回路の一例を示す説明図で、図4は油圧シリンダの概観を示す図、図5は図4に示す油圧シリンダの駆動回路の要部断面図、図6は図4に示す油圧シリンダにおけるクッションストロークの開始時の作動形態を示す要部断面図、図7は図4に示す油圧シリンダにおけるクッションストロークエンド時の作動形態を示す要部断面図、図8は図4に示す従来の油圧シリンダに含まれるクッション機構で得られる圧力特性を示す図である。

【0004】図4、5において、1は油圧シリンダ、例えば油圧ショベルに備えられるブームシリンダを示している。この油圧シリンダ1はシリンダチューブ2を有し、このシリンダチューブ2の一端側は閉塞し、他端側は開口しており、この開口側端部にはヘッドカバー3が装着されている。上述したシリンダチューブ2とヘッドカバー3とによりシリンダ4が構成されている。このシリンダ4内には、このシリンダ4内を2室、すなわちボトム側チャンバ4aとロッド側チャンバ4bとに区画形成するピストン5が摺動可能に装着されている。ピストン5にはピストンロッド5aが連結され、このピストンロッド5aはヘッドカバー3から外部に導出されている。また、シリンダ4のボトム側チャンバ4a及びロッド側チャンバ4bには、それぞれ圧油の給排をおこなう油道6、7が穿設されている。ボトム側の油道6はシリンダチューブ2の閉塞側端部に形成され、またロッド側の油道7はヘッドカバー3に形成されている。

【0005】このような構成を有する油圧シリンダ1は、ピストンロッド5aの先端に設けた取付部8が油圧ショベルに備えられる上部旋回体のフレームに連結され、シリンダチューブ2の端部に連結した取付部9が油圧ショベルのフロント部材を構成するブームに連結されるようになっており、この油圧シリンダ1を作動させることにより、ブームの回動動作をおこなわせることができる。そして、ピストンロッド5aが、シリンダ4内に進入する縮小時と、シリンダ4から突出する伸長時の双方のストロークエンド近傍で衝撃を油圧の作用により吸収するクッション機構を備えている。

【0006】縮小時のクッション機構は、シリンダチューブ2の閉塞側端部に嵌入部としてのボス孔10を設けて、油道6をこのボス孔10に開口させるとともに、ピストン5の端面から突出し、ボス孔10に僅かな隙間で挿嵌される外径を有するボス11を設けた構成としている。これによって、ピストンロッド5aがシリンダ4内に進入して、縮小する方向にピストン5が変位して、そのストロークエンド近傍に至ると、ボス11がボス孔10に嵌入するようになり、この時にボトム側チャンバ4aから油道6への流路が制限されるために、ボトム側チャンバ4a内に圧力が生じる。この圧力はボス11のボス孔10への嵌入長さに応じて増大する。この圧力がクッション圧力となって、ピストン5を減速させて衝撃を吸収する。

【0007】一方、伸長側のクッション機構としては、クッションリング12が設けられている。ヘッドカバー3の先端部分は、シリンダチューブ2の開口側端部の内部に挿嵌され、これによりロッド側チャンバ4bが段差形状となり、このヘッドカバー3のシリンダチューブ2への挿嵌部分が嵌入部となる。クッションリング12の外径はヘッドカバー3の内径より僅かに小さくなっている。また、油道7は、ヘッドカバー3に設けられると

もに、クッションリング 12 の嵌合部よりピストンロッド 5 a の伸長方向の前方側の部位に開口している。従って、ピストンロッド 5 a が伸長する方向にピストン 5 が変位した時に、そのストロークエンド近傍で、クッションリング 12 がヘッドカバー 3 に嵌入されてその間の環状の隙間からなる流路が絞られることになり、ロッド側チャンバ 4 b の圧力が上昇して、クッション圧力が発生する。これにより、クッションストロークが開始し、クッションリング 12 が所定の嵌合長でヘッドカバー 3 に嵌合されたとき、油圧シリンダ 1 のストロークエンドになる。

【0008】そして、この油圧シリンダ 1 では、図 5 に示したように、油道 6 を油圧ポンプ P に接続し、油道 7 をタンク T と接続する状態にすると、ボトム側チャンバ 4 a には油圧ポンプ P からの圧油が供給される。この結果、ボトム側チャンバ 4 a 内の圧力が上昇して、この圧力の作用によりピストン 5 はシリンダ 4 内をヘッドカバー 3 側に向けて摺動変位し、このピストン 5 に連結したピストンロッド 5 a を伸長させる。このときには、ロッド側チャンバ 4 b はタンク T に接続されているから、このロッド側チャンバ 4 b 内の作動油は、ピストンロッド 5 a とヘッドカバー 3 との隙間を通して油道 7 から作動油タンク T に還流する。

【0009】図 6 に示すように、油圧シリンダ 1 の伸長方向のクッションストローク領域に入ると、クッションリング 12 がヘッドカバー 3 内に嵌入する。この結果、ロッド側チャンバ 4 b からの油道 7 への流路が、クッションリング 12 の外径とヘッドカバー 3 の内径との径差分の流路断面積となってロッド側チャンバ 4 b からの戻り油の流路が絞られる。この結果、タンク T への戻り油の流量が減少し、ロッド側チャンバ 4 b 内にはクッション圧力が生じる。すなわち、このときロッド側チャンバ 4 b はクッション室を形成する。また、図 7 に示した形態がピストンロッド 5 a の伸長方向のストロークエンド時の形態であるが、ピストン 5 が図 6 の形態から図 7 の形態まで変位する間、クッションストローク区間となる。このクッションストローク区間において、クッションリング 12 とヘッドカバー 3 との嵌合長が長くなると、その分だけ、戻り油の絞り流路が長くなり、クッション室におけるクッション圧力が上昇することになって、ストロークエンドに至るまでに油圧シリンダ 1 にかかるほぼ全荷重が吸収される。

【0010】上述した従来技術によるクッション圧力は、図 8 に示したように変化する。すなわち、戻り油の流路はクッションリング 12 の外径とヘッドカバー 3 の内径との径差による円環状の流路であり、クッションストロークに応じて流路の長さが増加することから、クッション圧力は直線的に増大する。この図 8 に示す圧力特性線によって囲まれた三角形の面積が油圧シリンダ 1 にかかる荷重を吸収する吸収エネルギーに相当する。こ

で、油圧シリンダ 1 に最大荷重が作用したときに、クッションストローク区間内でクッション圧力によりその荷重をほぼ吸収できるクッション特性を持たせなければならない。クッションストローク区間内で有効に荷重を吸収しきれないと、ストロークエンドでピストン 5 がヘッドカバー 3 やシリンダチューブ 2 に衝突してしまい、衝撃が発生し、また油圧シリンダ 1 を構成する各部材、すなわちシリンダチューブ 2、ピストンロッド 5 a、ピストン 5、これらのピストンロッド 5 a とピストン 5 とを連結するねじ部分、及びヘッドカバー 3 を損傷させることになる。

【0011】なお、図 5 に示す 19 は、油圧ポンプ P の吐出圧を一義的に設定するリリーフ弁である。また、図 5 においては、油圧ポンプ P、タンク T と、油圧シリンダ 1 との間に配置され、油圧ポンプ P から吐出される圧油の流れを制御する方向制御弁は図示が省略されている。

【0012】

【発明が解決しようとする課題】ところで、油圧シリンダのクッション機構にあつては、上述したようにクッションストローク領域内でクッション圧力により、できるだけ全荷重を吸収できるクッション特性を確保したいという要望がある。この要望に対して、クッションストロークを長くすれば比較的容易に対応できるが、このようにすると油圧シリンダ 1 の全長が長くなり、建設機械の構造上、現実的でない。従って、クッションストロークを短くして、しかも大きな荷重を吸収させることを考え、クッションリング 12 とヘッドカバー 3 との径差、すなわち環状隙間を十分に小さく設定することが従来からおこなわれている（例えば、実開平 6-62207 号公報に記載される技術等）。

【0013】しかし、上述した図 4~7 に示す従来技術、及び上述の公報に示される従来技術では、図 4~7 に示した符号を用いて説明すると、油圧シリンダ 1 にはリリーフ弁 19 で一義的に設定される油圧ポンプ P の吐出圧が継続的に供給され、すなわち当該油圧シリンダの作業機などの駆動のためにリリーフ弁 19 で設定される比較的大きな圧力に応じた同じ大きさの押し込み力が油圧シリンダ 1 の全ストロークにわたってピストン 5 に継続的に与えられ続け、このためにクッション圧力が高くなりがちであり、必要以上の高いクッション圧力を発生させてしまう傾向にある。これに伴い、ストロークエンドに一致させるようにピストン 5 の動きを停止させる精度、すなわち緩衝精度が粗くなりやすい。

【0014】また、上述のようにクッション圧力が高くなりがちであること、及び緩衝精度が粗くなりやすいことから、前述した従来技術では、油圧シリンダ 1 の伸長動作時のクッションストロークエンドにおいて、クッションリング 12 とヘッドカバー 3 との衝突を生じやすい。このような衝突を生じたときには、クッションリン

グ12やヘッドカバー3の損傷を生じ、当該油圧シリンダ1の故障を発生させてしまうことになる。

【0015】本発明は、上述した従来技術における実状に鑑みてなされたもので、その目的は、クッション機構において発生させるクッション圧力を必要最低圧のクッション圧力に抑制することができる油圧シリンダの駆動回路を提供することにある。

【0016】

【課題を解決するための手段】この目的を達成するために本発明の請求項1に係る発明は、シリンダ内にピストンロッドを連結したピストンを摺動可能に装着することによって、このシリンダ内を2室に区画形成する油圧シリンダと、この油圧シリンダに備えられ、上記ピストンが上記2室のうちの少なくとも1室側のクッションストローク領域内に変位したときに、上記1室からの戻り油の流出流路を絞って当該1室にクッション圧力を発生させ、この1室をクッション室に形成するクッション機構と、上記油圧シリンダを駆動する圧油を供給する油圧ポンプとを有する油圧シリンダの駆動回路において、上記クッション圧力の大きさに応じて上記油圧シリンダに供給される圧油の圧力の大きさを変更させる圧力調整手段を備えた構成にしてある。

【0017】このように構成した請求項1に係る発明では、油圧ポンプから吐出される圧油によって油圧シリンダのピストンがクッションストローク領域内に変位し、クッション機構によってクッション圧力が発生したとき、圧力調整手段によって、クッション圧力に応じて、油圧シリンダに供給される圧油の圧力の大きさが変わるように制御される。例えば、この圧力調整手段によって、クッション圧力が次第に高くなるに従って、油圧シリンダに供給される圧油の圧力が、ピストンがクッションストローク領域に入る以前の油圧シリンダの駆動のために与えられていた圧力に比べて次第に低くなるように制御される。これにより、ピストンの押し込み力が、ピストンがクッションストローク領域に入る以前の大きさに比べて減少し、クッション室に発生するクッション圧力を、油圧シリンダにかかる荷重をほぼ吸収し得る範囲内で必要最低圧のクッション圧力に抑えることができる。

【0018】また、本発明の請求項2に係る発明は、上述した請求項1に係る発明において、上記圧力調整手段が、上記油圧ポンプの吐出圧を可変に制御する可変リリーフ弁を含む構成にしてある。

【0019】このように構成した請求項2に係る発明では、クッション圧力によって可変リリーフ弁の設定圧力が変更する。例えばクッション圧力が次第に高くなるに従って、可変リリーフ弁の設定圧力が次第に低くなるように制御され、油圧ポンプの吐出圧が次第に低くなるように変化する。これにより油圧シリンダに供給される圧油の圧力が次第に低くなり、前述したようにピストンの

押し込み力が、ピストンがクッションストローク領域に入る以前の大きさに比べて減少し、クッション室に発生するクッション圧力を油圧シリンダにかかる荷重をほぼ吸収し得る範囲内で必要最低圧のクッション圧力に抑えることができる。

【0020】また、本発明の請求項3に係る発明は、上述した請求項2に係る発明において、上記圧力調整手段が、上記クッション圧力を検出する選択弁を含む構成にしてある。

【0021】このように構成した請求項3に係る発明では、クッション圧力が選択弁によって検出され、この選択弁の検出信号により可変リリーフ弁の駆動が制御される。

【0022】

【発明の実施の形態】以下、本発明の油圧シリンダの駆動回路の実施形態を図に基づいて説明する。図1～3は本発明の油圧シリンダの駆動回路の一実施形態、例えば油圧ショベルに備えられる油圧シリンダの駆動回路を示す説明図で、図1はクッションストローク領域に入る以前のこの一実施形態を示す要部断面図、図2はクッションストロークに入ったときのこの一実施形態を示す要部断面図、図3は図1、2に示す一実施形態で得られる圧力特性を示す図である。これらの図において、前述した図4～8に示す部材と同等のものは同じ符号で示してある。

【0023】すなわち、図1、2に示す1は油圧シリンダ、例えば図示しないブームを駆動するブームシリンダである。この油圧シリンダ1は、シリンダチューブ2とヘッドカバー3とから成るシリンダ4と、このシリンダ4内を2室、すなわちボトム側チャンバ4aと、ロッド側チャンバ4bとの2室に区画形成し、シリンダ4内を摺動可能なピストン5と、このピストン5に連結されるピストンロッド5aを備えている。

【0024】上述のシリンダチューブ2の一端側は閉塞し、その端部には図示しないブームに連結される取付部9が設けられている。シリンダチューブ2の他端側は開口し、この開口側端部にヘッドカバー3が装着されている。前述したピストンロッド5aは、ヘッドカバー3から外部に導出されており、その導出側の端部には、図示しない上部旋回体に連設される取付部8が設けられている。前述したボトム側チャンバ4a側には、圧油の給排をおこなう油道6、及びこの油道6に連通するボス孔10を設けてあり、ロッド側チャンバ4bの側には、圧油の給排をおこなう油道7を設けてある。

【0025】シリンダチューブ2内に位置するピストンロッド5aの端部には、前述したボス孔10に嵌挿可能なボス11を設けてある。これらのボス11とボス孔10とによって、ボトム側チャンバ4aから戻り油が排出されるとき、すなわちボトム側チャンバ4aがクッション室となるときのクッション機構が構成されている。

【0026】また、ピストン5のヘッドカバー3側に位置するピストンロッド5a部分には、クッションリング12を装着させてあり、このクッションリング12はヘッドカバー3に形成した油道7に連通する穴に嵌入可能になっている。すなわち、クッションリング12の外径はヘッドカバー3の内径より僅かに小さくなっている。このヘッドカバー3の穴とクッションリング12とによって、ロッド側チャンバ4bから戻り油が排出されるとき、すなわちロッド側チャンバ4bがクッション室となるときクッション機構が構成されている。なお、図1、2中、5cはピストン5の外周面に装着され、シリンダチューブ2内を上述の2室に区画形成するようにピストン5の外周面とシリンダチューブ2の内周面との隙間をシールするピストンシールを示している。

【0027】Pは油圧シリンダ1を駆動する圧油を供給する油圧ポンプ、Tはタンク、20は油圧ポンプP、タンクTと、油圧シリンダ1との間に配置され、油圧ポンプPから吐出される圧油の流れを制御する方向制御弁である。

【0028】そして特に、本実施形態では、ボトム側チャンバ4a、ロッド側チャンバ4bに形成されるクッション室に発生するクッション圧力の大きさを変更させる圧力調整手段を備えている。この圧力調整手段は、例えば、ロッド側チャンバ4bに形成されるクッション室に発生するクッション圧力の大きさを検出し、パイロット圧力信号として出力する選択弁22と、ボトム側チャンバ4aに形成されるクッション室に発生するクッション圧力の大きさを検出し、パイロット圧力信号として出力する選択弁23と、これらの選択弁22、あるいは選択弁23から出力されるパイロット圧力信号の値の大きさに応じて油圧ポンプPの吐出圧を変更可能な可変リリーフ弁21とを含んでいる。例えば、選択弁22、23から出力されるパイロット圧力信号の値が大きくなるに従って、可変リリーフ弁21の開口量が大きくなり、油圧ポンプPの吐出圧が次第に低くなるように設定してある。

【0029】このように構成した実施形態における動作は以下のとおりである。油圧シリンダ1が伸長動作をおこなう場合、すなわち方向制御弁20を図1、2に示すように右位置に切換え、油圧シリンダ1の油道6が方向制御弁20を介して油圧ポンプPに連通し、油道7が方向制御弁20を介してタンクTに連通し、油圧ポンプPから吐出される作動油が油道6、ボス孔10を通してボトム側チャンバ4aに供給されている場合には、このボトム側チャンバ4aに供給される作動油の圧力により、ピストン5は図1の左方向に移動する。このとき同時にロッド側チャンバ4bの戻り油が油道7を通してタンクTに戻される。

【0030】また、逆に、油圧シリンダ1が収縮動作をおこなう場合、すなわち方向制御弁20を図1、2に示

す状態から左位置に切換え、油圧シリンダ1の油道7が方向制御弁20を介して油圧ポンプPに連通し、油道6が方向制御弁20を介してタンクTに連通し、油圧ポンプPから吐出される作動油が油道7、ヘッドカバー3の穴の壁面とピストンロッド5aの外周面との隙間を通してロッド側チャンバ4bに供給されている場合には、このロッド側チャンバ4bに供給される作動油の圧力により、ピストン5は図1の右方向に移動する。このとき同時に、ボトム側チャンバ4aの戻り油が油道6を通してタンクTに戻される。

【0031】上述した油圧シリンダ1の伸長、収縮動作のうちの例えば伸長動作にあって、ピストン5が図1の左方向に移動し、図2に示すようにクッションリング12がヘッドカバー3の穴に嵌入されはじめると、この伸長動作におけるクッションストローク領域に入り、クッションストロークが開始される。ピストン5及びクッションリング12の引き続いての左方向への移動に伴い、ロッド側チャンバ4bにクッション圧力が発生し、このクッション圧力は次第に高くなる。このクッション圧力がピストン5の左側の端面に与えられ、ピストン5に右方向の力が作用する。これによって、ピストン5の作動速度が減速され、ストロークエンドに至ったときピストン5は停止し、油圧シリンダ1の伸長動作における衝撃の吸収が終了する。

【0032】このような動作がおこなわれる間、上述のようにロッド側チャンバ4bに発生したクッション圧力が選択弁22で検出され、パイロット圧力信号として可変リリーフ弁21の駆動部に出力される。可変リリーフ弁21の開口量はロッド側チャンバ4bに発生したクッション圧力が次第に高くなるにつれて、次第に大きくなり、これにより油圧ポンプPの吐出圧は次第に低くなる。従って、油圧シリンダ1のボトム側チャンバ4aに供給される作動油の圧力が、ピストン5がクッションストローク領域に入る以前に油圧シリンダ1の駆動のために与えられていた圧力に比べて次第に低くなるように制御される。これに伴い、ピストン5の伸長動作時の押し込み力が、ピストン5がクッションストローク領域に入る以前の大きさに比べて減少し、ロッド側チャンバ4bに発生するクッション圧力を、油圧シリンダ1にかかる荷重をほぼ吸収し得る範囲内で必要最低圧のクッション圧力に制御することができる。

【0033】また、上述のように油圧シリンダ1が伸長している状態から方向制御弁20を図2の左位置に切換え、油圧ポンプPの作動油を油道7に供給すると、ヘッドカバー3の穴の壁面とピストンロッド5aの外周面との隙間から作動油が流入して、クッションリング12の端面を押圧し、これによりピストン5を右方向に移動させ、次いで作動油がロッド側チャンバ4bに流入し、これにより引き続いてピストン5が右方向に移動する。クッションリング12がヘッドカバー3の穴から出て伸長

動作時のクッションストローク領域から外れたとき、可変リリーフ弁 21 の駆動部はタンク T に連通し、この可変リリーフ弁 21 は所定の最高設定圧力に変更され、油圧ポンプ P の吐出圧は所定の最高設定圧力に保たれる。この最高設定圧力の作動油が油道 7 等を経てロッド側チャンバ 4 b に供給され続け、比較的大きな押し込み力でピストン 5 を右方向に移動させ、収縮動作をおこなわせる。さらにピストン 5 が図 1 の右方向に移動し、ボス 11 がボス孔 10 に嵌入されはじめると、この収縮動作におけるクッションストローク領域に入り、クッションストロークが開始される。ピストン 5 の引き続いての右方向の移動に伴い、ボトム側チャンバ 4 a にクッション圧力が発生し、このクッション圧力は次第に高くなる。このクッション圧力がピストン 5 の右側の端面に与えられ、ピストン 5 に左方向の力が作用する。これによってピストン 5 の作動速度が減速され、ストロークエンドに至ったときにピストン 5 は停止し、油圧シリンダ 1 の収縮動作における衝撃の吸収が終了する。

【0034】このような動作がおこなわれる間、前述した伸長動作時におけるのと同様に、ボトム側チャンバ 4 a に発生したクッション圧力が選択弁 23 で検出され、パイロット圧力信号として可変リリーフ弁 21 の駆動部に出力される。可変リリーフ弁 21 の開口量はボトム側チャンバ 4 a に発生したクッション圧力が次第に高くなるにつれて、次第に大きくなり、これにより油圧ポンプ P の吐出圧は次第に低くなる。従って、油圧シリンダ 1 のロッド側チャンバ 4 b に供給される作動油の圧力が、ピストン 5 がクッションストローク領域に入る以前に油圧シリンダ 1 の駆動のために与えられていた圧力に比べて次第に低くなるように制御される。これに伴い、ピストン 5 の収縮動作時の押し込み力が、ピストン 5 がクッションストローク領域に入る以前の大きさにくらべて減少し、ボトム側チャンバ 4 a に発生するクッション圧力を油圧シリンダ 1 にかかる荷重をほぼ吸収し得る範囲内で必要最低圧のクッション圧力に抑えることができる。

【0035】図 3 の実線は、油圧シリンダ 1 の伸長動作時、あるいは収縮動作時のクッションストローク領域におけるストロークと、クッション圧力との関係、すなわち本実施形態で得られる圧力特性を示しているが、動図 3 に示すように、ストロークエンド時のクッション圧力は、二点鎖線で示す前述した従来技術におけるクッション圧力に比べて低く抑えることができる。

【0036】なお、上述のように油圧シリンダ 1 が収縮している状態から再び方向制御弁 20 を図 1 の右位置に切換え、伸長動作を実施しようとするときには、ボス 11 がボス孔 10 から出て収縮動作時のクッションストローク領域から外れたとき、可変リリーフ弁 21 の駆動部はタンク T に連通し、この可変リリーフ弁 21 は所定の最高設定圧力に変更され、油圧ポンプ P の吐出圧は再び所定の最高設定圧力に保たれる。この最高設定圧力の作

動油が油道 6 を経てボトム側チャンバ 4 a に供給され続け、比較的大きな押し込み力でピストン 5 を左方向に移動させ、前述したとおりの伸長動作をおこなわせることができる。

【0037】このように構成した本実施形態にあっては、上述のように油圧シリンダ 1 の伸長動作時あるいは収縮動作時におけるクッションストローク領域にあって発生するクッション圧力を低く抑えられることから、クッション圧力に伴ってピストン 5 に与えられるストロークエンド時の押し込み力を比較的小さくすることができ、このためにストロークエンドに一致させるようにピストン 5 を停止させることが比較的容易になり、優れた緩衝精度を得ることができる。

【0038】また、上述のように優れた緩衝精度が得られることから、ピストン 5 とヘッドカバー 3 との衝突を防ぐことができ、この衝突に伴う油圧シリンダ 1 の故障を防止し、当該油圧シリンダ 1 の耐久性を向上させることができる。

【0039】また、クッション圧力を比較的低く抑えることができるので、ピストン 5、このピストン 5 に装着されるピストンシール 5 c、ピストンロッド 5 b a などの油圧シリンダ 1 の構成部材にかかる負荷を軽減でき、これにより、上述とは別の観点でこれらの油圧シリンダ 1 の構成部材の損傷を防ぎ、当該油圧シリンダ 1 の耐久性を向上させることができる。

【0040】なお、上述した実施形態では、油圧シリンダ 1 の 2 室、すなわちロッド側チャンバ 4 b、ボトム側チャンバ 4 a のそれぞれのクッション圧力を検出する選択弁 22、23 を設け、油圧シリンダ 1 の伸長動作時、収縮動作時の双方においてクッション圧力を抑制する構成にしてあるが、この油圧シリンダ 1 によっておこなわれる作業の種類などによっては、伸長動作時にだけ油圧シリンダ 1 に供給される圧油の圧力の大きさを変化させる圧力調整手段を設けた構成にしたり、逆に、収縮動作時だけに油圧シリンダ 1 に供給される圧油の圧力の大きさを変化させる圧力調整手段を設けた構成にしてもよい。

【0041】

【発明の効果】以上のように、本発明の各請求項に係る発明によれば、クッション機構において発生させるクッション圧力を必要最低圧のクッション圧力に抑制することができ、このためにストロークエンドに一致させるようにピストンを停止させることが比較的容易になり、従来に比べて優れた緩衝精度を得ることができる。また、このように優れた緩衝精度が得られることから、ピストンとヘッドカバーとの衝突を防ぐことができ、このような衝突に伴う油圧シリンダの故障を防止し、従来に比べて当該油圧シリンダの耐久性を向上させることができる。

【0042】また、クッション圧力を比較的低く抑える



ことができるので、ピストン、このピストンに装着されるピストンシール、ピストンロッドなどの油圧シリンダの構成部材にかかる負荷を軽減でき、これにより上述とは別の観点で、これらの油圧シリンダの構成部材の保護を図ることができ、当該油圧シリンダの耐久性を向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の油圧シリンダの駆動回路の一実施形態を示し、特にクッションストローク領域に入る以前の作動形態を示す要部断面図である。

【図2】本発明の油圧シリンダの駆動回路の一実施形態を示し、特にクッションストローク領域に入ったときの作動形態を示す要部断面図である。

【図3】図1、2に示す一実施形態で得られる圧力特性を示す図である。

【図4】従来の油圧シリンダの概観を示す図である。

【図5】図4に示す油圧シリンダの駆動回路の要部断面図である。

【図6】図4に示す油圧シリンダにおけるクッションストロークの開始時の作動形態を示す要部断面図である。

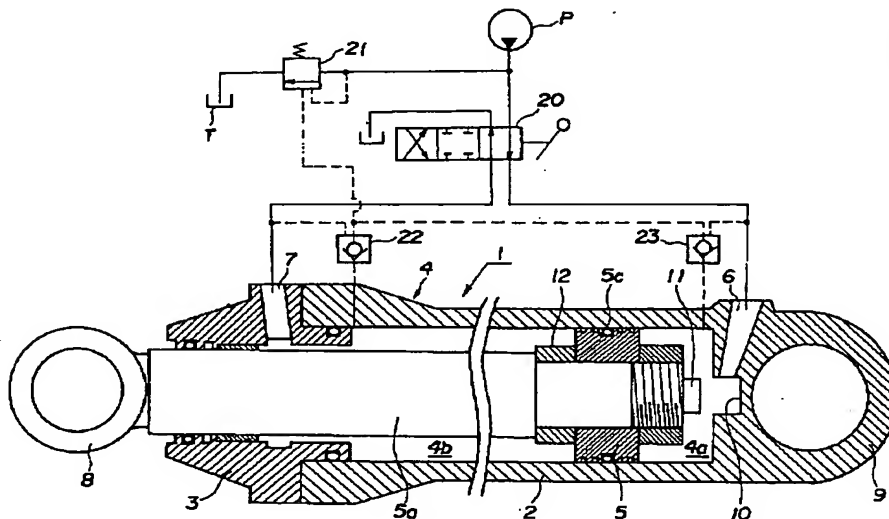
【図7】図4に示す油圧シリンダにおけるクッションストロークエンド時の作動形態を示す要部断面図である。

【図8】図4に示す従来の油圧シリンダに含まれるクッション機構で得られる圧力特性を示す図である。

【符号の説明】

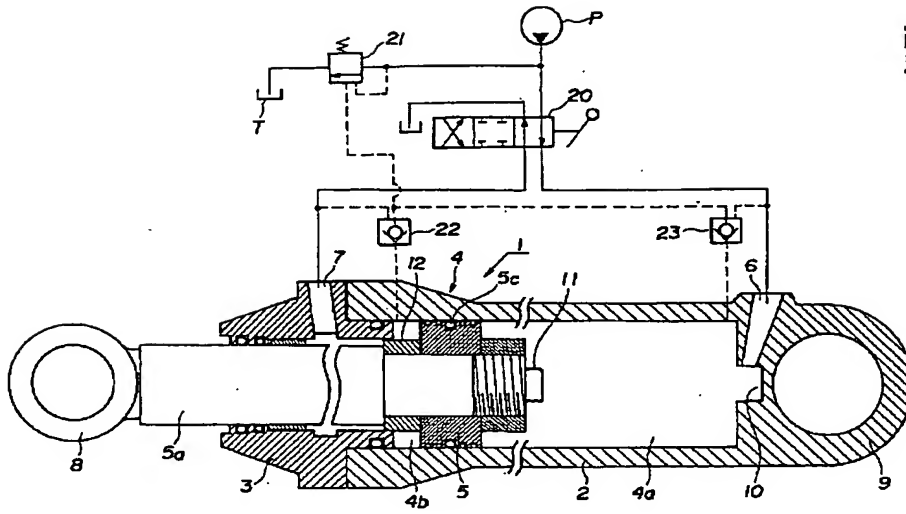
- 1 油圧シリンダ
- 2 シリンダチューブ
- 3 ヘッドカバー
- 4 シリンダ
- 4 a ボトム側チャンバ
- 4 b ロッド側チャンバ
- 5 ピストン
- 5 a ピストンロッド
- 5 c ピストンシール
- 6 油道
- 7 油道
- 8 取付部
- 9 取付部
- 10 ボス孔
- 11 ボス
- 12 クッションリング
- 20 方向制御弁
- 21 可変リリーフ弁（圧力調整手段）
- 22 選択弁（圧力調整手段）
- 23 選択弁（圧力調整手段）
- P 油圧ポンプ
- T タンク

【図1】



【図1】

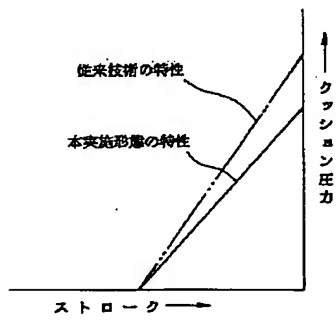
【図2】



【図2】

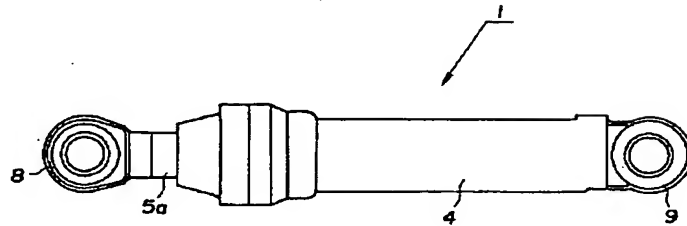
【図3】

【図3】



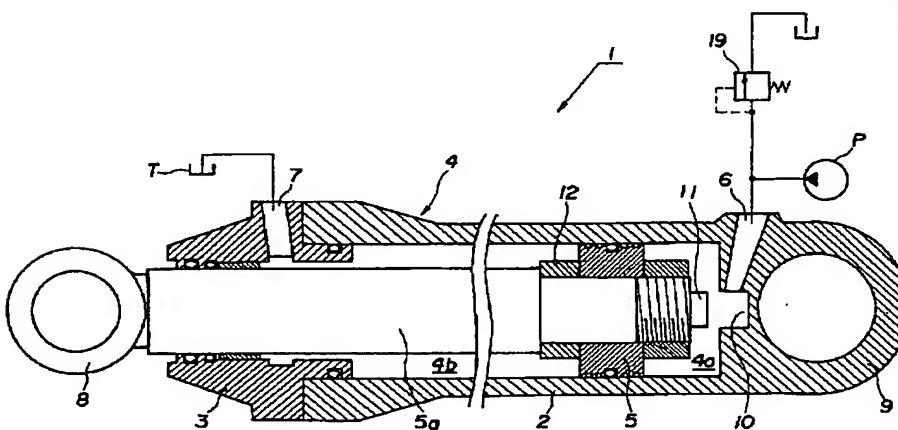
【図4】

【図4】

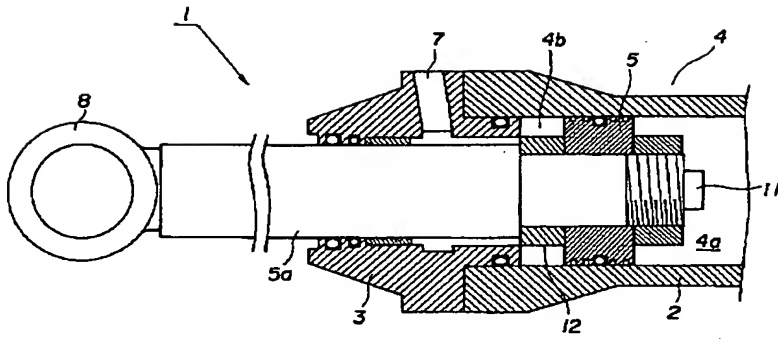


【図5】

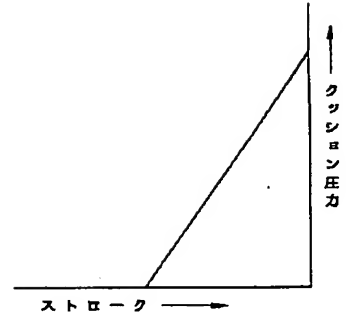
【図6】



【図6】

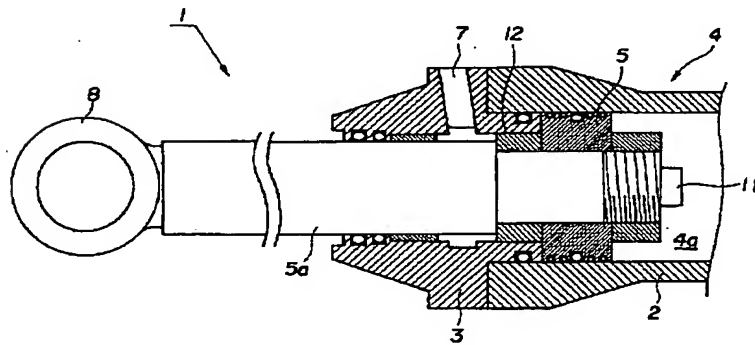


【図8】



【図8】

【図7】



【図7】

This Page is inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ BLACK BORDERS
- ☒ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☒ COLORED OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REPERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning documents *will not* correct images  
problems checked, please do not report the  
problems to the IFW Image Problem Mailbox**